

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-010703

(43)Date of publication of application : 18.01.1994

(51)Int.Cl.

F02C 7/143

F02C 3/10

F02C 3/107

(21)Application number : 05-108959

(71)Applicant : GENERAL ELECTRIC CO <GE>

(22)Date of filing : 11.05.1993

(72)Inventor : FARRELL WILLIAM M
LEONARD GARY L

(30)Priority

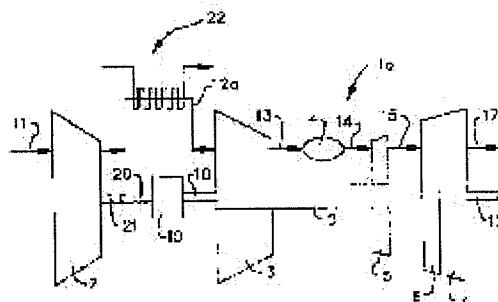
Priority number : 92 883322 Priority date : 14.05.1992 Priority country : US

(54) GAS TURBINE ENGINE AND METHOD FOR IMPROVING OUTPUT OF GAS TURBINE ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a gas turbine engine having high output horsepower and to provide a method for improving output of the gas turbine engine.

CONSTITUTION: An engine 1a has, in order, a low pressure compressor 2, a high pressure compressor 3, a combustor 4, a high pressure turbine 5 and a low pressure turbine 6. The high pressure turbine is connected to and driven by two compressors, and a speed reducing gear box 19 is between the two compressors. An intermediate cooler 22 between the two compressors reduces the horsepower requirement of the high-pressure compressor. Sufficiently heated flow from the combustor flows out and enables the high-pressure turbine to drive the two compressors, and output horsepower of the low-pressure turbine is transported to the engine load.



(19)日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11)特許出願公開番号

特開平6-10703

(43)公開日 平成6年(1994)1月18日

(51)Int.Cl. ⁵	識別記号	片内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 C	7/143	7910-3G		
	3/10	7910-3G		
	3/107	7910-3G		

審査請求 有 請求項の数19(全 9 頁)

(21)出願番号 特願平5-108959

(22)出願日 平成5年(1993)5月11日

(31)優先権主張番号 8 8 3 3 2 2

(32)優先日 1992年5月14日

(33)優先権主張国 米国(US)

(71)出願人 390041542

ゼネラル・エレクトリック・カンパニ
GENERAL ELECTRIC CO
MPANYアメリカ合衆国、ニューヨーク州、スケネ
クタディ、リバーロード、1番

(72)発明者 ウィリアム・ミラー・ファーレル

アメリカ合衆国、オハイオ州、シンシナテ
ィ、バンク・ロード、11625番

(72)発明者 ゲイリー・リー・レオナルド

アメリカ合衆国、オハイオ州、シンシナテ
ィ、ウェックスフォード・ウェイ、9996番

(74)代理人 弁理士 生沼 徳二

(54)【発明の名称】 ガスタービン原動機、及びガスタービン原動機の出力を高める方法

(57)【要約】

【目的】 出力馬力を高めたガスタービン原動機、及びガスタービン原動機の出力を高める方法を提供する。

【構成】 本発明に係るエンジン1aは順に、低圧圧縮機2と、高圧圧縮機3と、燃焼器4と、高圧タービン5と、低圧タービン6とを有している。高圧タービンは両圧縮機に駆動的に連結されており、減速歯車箱19が両圧縮機間に介在している。両圧縮機間にある中間冷却器22が高圧圧縮機の所要馬力を減らす。燃焼器から十分加熱された流れが放出されて、高圧タービンによる両圧縮機の駆動を可能にし、低圧タービンの出力馬力がエンジン負荷に送給される。

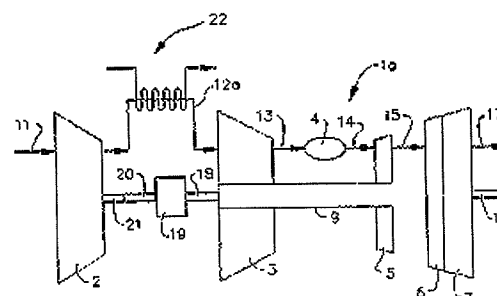


FIG. 2

(2)

特開平6-10703

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 下流方向の流れを発生する低圧圧縮機（2、24）と、

該低圧圧縮機（2、24）の下流にある高圧圧縮機（3、25）と、

該高圧圧縮機（3、25）の下流にある燃焼器（4、28）と、

該燃焼器（4、28）の下流にある高圧タービン（5、26）と、

該高圧タービン（5、26）の下流にあり、負荷に動作10的に連結されている低圧タービン（6、27）と、

前記低圧圧縮機（2、24）と前記高圧圧縮機（3、25）との間に配置されており、前記低圧圧縮機（2、24）により発生された前記流れを中間冷却する中間冷却手段（22、38）と、

前記高圧タービン（5、26）を前記高圧圧縮機（3、25）と前記低圧圧縮機（2、24）とに連結している駆動機構列（9、18～21、29a、39～42）とを備えたガスタービン原動機（1a、23a）。

【請求項2】 前記低圧圧縮機（2、24）を前記高圧圧縮機（3、25）より低い速度で回転させるべく、前記高圧圧縮機（3、25）と前記低圧圧縮機（2、24）との間において前記駆動機構列（9、18～21、29a、39～42）内に減速歯車手段（19、40）を含んでいる請求項1に記載のガスタービン原動機（1a、23a）。

【請求項3】 前記低圧タービン（27）は、前記負荷に直接連結されている請求項1に記載のガスタービン原動機（23a）。

【請求項4】 前記低圧タービン（6）の下流に設けられていて共に前記負荷に連結されているパワータービン（7）を含んでおり、前記低圧タービン（6）は、前記パワータービン（7）に直接連結されている請求項1に記載のガスタービン原動機（1a）。

【請求項5】 前記中間冷却手段（22、38）は、前記低圧圧縮機（2、24）と前記高圧圧縮機（3、25）との間にあるダクト（47）と、該ダクト（47）内の熱交換器（48）とを含んでいる請求項2に記載のガスタービン原動機（1a、23a）。

【請求項6】 前記減速歯車手段（19、40）は、前記低圧圧縮機（2、24）を前記高圧圧縮機（3、25）の速度の約5分の1から約5分の4までの速度で回転させている請求項2に記載のガスタービン原動機（1a、23a）。

【請求項7】 前記減速歯車手段（19、40）は、前記低圧圧縮機（2、24）を前記高圧圧縮機（3、25）の速度の約3分の1から約2分の1までの速度で回転させている請求項2に記載のガスタービン原動機。

【請求項8】 前記低圧圧縮機（24）を前記高圧圧縮機（25）より低い速度で回転させるべく、前記高圧圧

縮機（25）と前記低圧圧縮機（24）との間において前記駆動機構列（29a、39～42）内に減速歯車手段（40）を含んでいる請求項3に記載のガスタービン原動機（23a）。

【請求項9】 前記低圧圧縮機（2）を前記高圧圧縮機（3）より低い速度で回転させるべく、前記高圧圧縮機（3）と前記低圧圧縮機（2）との間において前記駆動機構列（9、18～21）内に減速歯車手段（19）を含んでいる請求項4に記載のガスタービン原動機（1a）。

【請求項10】 低圧圧縮機（2、24）と、該低圧圧縮機（2、24）の下流にある高圧圧縮機（3、25）と、該高圧圧縮機（3、25）の下流にある燃焼器（4、28）と、該燃焼器（4、28）の下流にある高圧タービン（5、26）と、該高圧タービン（5、26）の下流にあり、負荷に動作的に連結されている低圧タービン（6、27）とを備えた型のガスタービン原動機（1a、23a）の出力を高める方法であって、前記低圧圧縮機（2、24）から前記高圧圧縮機（3、25）への流れを冷却すべく、前記低圧圧縮機（2、24）と前記高圧圧縮機（3、25）との間に中間冷却手段（22、38）を配置する段階と、

前記高圧タービン（5、26）を前記高圧圧縮機（3、25）と前記低圧圧縮機（2、24）とに駆動機構列手段（9、18～21、29a、39～42）により駆動的に連結する段階とを含んでいる、ガスタービン原動機の出力を高める方法。

【請求項11】 前記高圧圧縮機（3、25）と前記低圧圧縮機（2、24）との間において前記駆動機構列（9、18～21、29a、39～42）内に減速歯車手段（19、40）を設け、前記低圧圧縮機（2、24）を前記高圧圧縮機（3、25）より低い速度で回転させる段階を含んでいる請求項10に記載の方法。

【請求項12】 前記低圧タービン（27）を前記負荷に直接連結する段階を含んでいる請求項11に記載の方法。

【請求項13】 パワータービン（7）を前記低圧タービン（6）の下流に設け、前記低圧タービン（6）を前記パワータービン（7）に直接連結する段階を含んでいる請求項11に記載の方法。

【請求項14】 低圧圧縮機（2、24）と、該低圧圧縮機（2、24）の下流にある高圧圧縮機（3、25）と、該高圧圧縮機（3、25）の下流にある燃焼器（4、28）と、該燃焼器（4、28）の下流にある高圧タービン（5、26）と、該高圧タービン（5、26）の下流にある低圧タービン（6、27）とを備えており、前記高圧タービン（5、26）は前記高圧圧縮機（3、25）に駆動的に連結されており、前記低圧タービン（6、27）は前記低圧圧縮機（2、24）に駆動的に連結されていると共に負荷に動作的に連結されてい

(3)

特開平6-10703

3

4

る型ガスタービン原動機(1a、23a)の出力を高める方法であって、

前記低圧タービン(6、27)を前記低圧圧縮機(2、24)から切り離す段階と、

前記高圧タービン(5、26)を駆動機群列(9、18～21、29a、39～42)により前記高圧圧縮機(3、25)と前記低圧圧縮機(2、24)とに駆動的に連結する段階と、

前記低圧圧縮機(2、24)と前記高圧圧縮機(3、25)との間に中間冷却手段(22、38)を設ける段階と、

前記高圧圧縮機(3、25)の所要馬力を前記低圧圧縮機(2、24)の所要馬力に近似する量だけ減少すべく、前記低圧圧縮機(2、24)により発生されて前記高圧圧縮機(3、25)に入る流れを冷却する段階と、前記高圧タービン(5、26)の出力馬力を前記低圧圧縮機(2、24)及び前記高圧圧縮機(3、25)の併合所要馬力に実質的に等しくするように、前記燃焼器(4、28)への燃料を増す段階とを含んでいる、ガスタービン原動機の出力を高める方法。

【請求項15】 前記高圧圧縮機(3、25)と前記低圧圧縮機(2、24)との間において前記駆動機群列(9、18～21、29a、39～42)内に減速歯車手段(19、40)を設け、前記低圧圧縮機(2、24)を前記高圧圧縮機(3、25)より低い速度で回転させる段階を含んでいる請求項14に記載の方法。

【請求項16】 前記低圧タービン(27)を前記負荷に直接連結する段階を含んでいる請求項14に記載の方法。

【請求項17】 前記ガスタービン原動機(1a)は、前記低圧タービン(6)の下流に設けられていると共に前記負荷に直接連結されているパワータービン(7)を有している型のものであり、

前記低圧タービン(6)を前記パワータービン(7)に直接連結する段階を含んでいる請求項14に記載の方法。

【請求項18】 前記高圧圧縮機(25)と前記低圧圧縮機(24)との間において前記駆動機群列(29a、39～42)内に減速歯車手段(40)を設け、前記低圧圧縮機(24)を前記高圧圧縮機(25)より低い速度で回転させる段階を含んでいる請求項16に記載の方法。

【請求項19】 前記高圧圧縮機(3)と前記低圧圧縮機(2)との間において前記駆動機群列(9、18～21)内に減速歯車手段(19)を設け、前記低圧圧縮機(2)を前記高圧圧縮機(3)より低い速度で回転させる段階を含んでいる請求項17に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、出力馬力を高めたガス

タービンエンジン、及び出力馬力の改善を達成する方法に関し、特に、圧縮中間冷却と、圧縮機相互間の駆動機群列内の減速歯車箱とを用いるこのような原動機及び方法に関する。

【0002】

【従来の技術】本発明は、低圧圧縮機と、低圧圧縮機の下流の高圧圧縮機と、高圧圧縮機の下流の燃焼器と、燃焼器の下流の高圧タービンと、高圧タービンの下流の低圧タービンとを有している型ガスタービンエンジンに適用される。この種のエンジンの標準構造は二重同心軸構造であって、高圧タービンが第1の軸によって高圧圧縮機を駆動し、そして低圧タービンが第2の軸によって低圧圧縮機を駆動する。この種の市販装置は一般に、圧縮機及びタービンを通る空気流及び動力流が密接に整合されるように、高度に最適化されている。例えば、高圧タービンは一般に、高圧圧縮機の駆動に要する動力のみを供給している。同様に、低圧タービンは一般に、低圧圧縮機の駆動に要する動力を供給しており、低圧タービンにおける残りの動力は有用な仕事、即ち負荷の駆動に向けられている。

【0003】このようなガスタービンエンジンの一実施例では、低圧タービンは低圧圧縮機に直接連結されていると共に、負荷に直接連結されている。このようなエンジンの一例は、オハイオ州イーヴンデール(Evendale)のゼネラル・エレクトリックによって製造されており、LM6000と呼ばれている。本発明が適用される型のガスタービンエンジンの他の実施例では、低圧タービンは低圧圧縮機のみに連結されており、そして低圧タービンの下流に配置されている他のパワータービンが負荷に連結されている。このようなエンジンの一例は、オハイオ州イーヴンデールのゼネラル・エレクトリックによって製造されており、LM5000と呼ばれている。

【0004】このようなエンジンの出力馬力を増す1つの方法は、単により多くの燃料を燃焼させることである。しかしながら、この方法のみでは、エンジンを設計速度及び設計温度よりも高い速度及び温度で運転することになり、その結果、原動機の寿命が短くなる。現存する最適化された前述の同型のいずれかのガスタービンを採用して、その低圧及び高圧圧縮機の間で中間冷却器を加えても、それだけでは問題は解決しない。この中間冷却は、高圧圧縮機の所要動力の低下を引き起こすが、高圧タービンはもはやその設計圧力比では働かず、その性能が低下する。加えて、低圧タービンに入るガスの温度及び圧力は高過ぎるので、流れ機能の変更が必要になり、又、その結果、低圧タービンの寿命が短くなると共に、その性能が低下する。

【0005】

【発明の特徴】本発明は、前述の型のエンジンの出力馬力を、圧縮中間冷却と、高圧タービンの負荷の増加との組み合わせにより、かなり増強できるということの発見

(4)

特開平6-10703

5

6

に差づいている。換言すれば、もし高圧圧縮機の所要動力を、中間冷却により、低圧圧縮機の所要動力に近似する量だけ減らせば、高圧タービン（それを通る流れは燃焼器における追加燃料によりほぼ設計温度に戻されている）を両圧縮機の駆動に用いることができる。低圧圧縮機は低圧タービンから切り離されていると共に、高圧圧縮機に連結されている。低圧圧縮機は一般に、高圧圧縮機より低い速度で動作するように設計されている。その場合、低圧圧縮機は高圧圧縮機の約5分の1から約5分の4までの速度で動作する可能性がある。多くの場合、低圧圧縮機は高圧圧縮機の速度の約3分の1から約2分の1までの速度で動作する。従って、低圧圧縮機が高圧圧縮機より遅く動作するように設計されるときには、減速歯車箱が高圧圧縮機と低圧圧縮機との間の駆動機構列内に必要である。その結果、低圧タービンはもはや低圧圧縮機の駆動に必要ではなく、低圧圧縮機から切り離すことができる。従って、低圧タービンの全出力を用いて、追加負荷を直接、又はもし存在すれば、パワータービンを介して駆動することができる。更に、高圧タービンへの冷却用空気は比較的低温になるので、燃焼器から高圧タービンへの流れの温度を高めて、エンジンの効率及び出力を高めることができる。

【0006】このように、市販の多軸ガスタービンエンジンを簡単且つ廉価な方式で中間冷却することができ、従って、中間冷却式エンジンの出力及び効率を高め得る。更に、費用の重む開発と、時間のかかる試験とを要するようなエンジンの空力設計における多大な変更や、コア構成部の変更をなすことなく、約20%から約40%以上の出力馬力の増強を達成することができる。本発明を実施すれば、大部分に生産部品を利用して比較的高い出力馬力の新しいエンジンを製造できるだけでなく、現場のエンジンを改造して出力馬力を高めることが可能になる。

【0007】

【発明の概要】本発明によれば、出力馬力を高めたガスタービンエンジン、及び出力馬力の改善を達成する方法が提供される。このガスタービンエンジンは順に、低圧圧縮機と、高圧圧縮機と、燃焼器と、高圧タービンと、低圧タービンとを有している型のものである。高圧タービンは駆動機構列によって、高圧及び低圧圧縮機に駆動的に連結されていると共に、低圧圧縮機を高圧圧縮機より低い速度で回転させるように、高圧圧縮機と低圧圧縮機との間において駆動機構列内に減速歯車箱を含んでいる。低圧圧縮機からの空気流は中間冷却器を通り、高圧圧縮機の所要馬力を、低圧圧縮機の動作に要する馬力に近似する量だけ減少させる。中間冷却された流れの温度は燃焼器内で高められるため、高圧タービンは、両圧縮機の動作に十分な出力馬力を有している。低圧タービンの馬力は、ガスタービンエンジンによって駆動される負荷に供給される。

【0008】

【実施例の記載】図1は参照番号1で総体的に示されている前述のLM5000のような従来のガスタービンエンジンの一例の概略図である。エンジン1は低圧圧縮機2と、高圧圧縮機3と、燃焼器4と、高圧タービン5と、低圧タービン6と、パワータービン7とを備えている前述の型のものである。低圧タービン6は軸8によって低圧圧縮機2に連結されており、低圧圧縮機2を駆動する。同様に、高圧タービン5は同心軸9によって高圧圧縮機3に連結されており、高圧圧縮機3を駆動する。パワータービン7は軸10によって負荷（図示せず）に連結されている。

【0009】低圧圧縮機2に入る空気流が矢印11で示されている。同様に、低圧圧縮機2から高圧圧縮機3への空気流が矢印12で示されている。高圧圧縮機3から燃焼器4への流れが矢印13で示されていると共に、燃焼器4から高圧タービン5への流れが矢印14で示されている。高圧タービン5から低圧タービン6への流れが矢印15で示されており、低圧タービン6からパワータービン7への流れが矢印16で示されている。パワータービン7からの流れは、矢印17で示すように大気等に排出される。

【0010】図1に示す型のガスタービンエンジンの一例では、低圧圧縮機2は例えば約15000馬力を必要とする。高圧圧縮機3は例えば約65000馬力を必要とする。高圧タービン5は高圧圧縮機3に駆動的に連結されており、約65000馬力を発生し得る。低圧タービン6は低圧圧縮機2に連結されており、約15000馬力を発生する。最後に、パワータービン7は有用な仕事用（即ち、負荷用）として、約45000馬力を発生する。図1に示す型の市販装置は、前述のように圧縮機及びタービンを通る空気流及び動力流が密接に整合されるように、一般に高度に最適化されていることを想起されたい。

【0011】図2には、ガスタービンエンジンが総体的に参照番号1aで表されており、エンジン1aは、図1のエンジン1と同様であるが、本発明の教示に従って改変されている。同じ構成要素には同じ参照番号が付けられている。図2には低圧圧縮機2と、高圧圧縮機3と、燃焼器4と、高圧タービン5と、低圧タービン6と、軸10を有しているパワータービン7とが示されている。しかしながら、この例では、高圧タービン5と高圧圧縮機3とを連結している軸9は更に、減速歯車箱19の入力軸18に連結されている。減速歯車箱19は、低圧圧縮機2の軸21に連結されている出力軸20を有している。

【0012】適切な歯車箱の選定は、通常の当業者の技量により可能である。この選定は所望の回転方向と、入力及び出力軸の所望の配向と、所要の回転速度及び馬力とに依存する。これらのパラメータを知れば、この目的

(5)

特開平6-10703

7

に適した市販の減速歯車箱を用いることができる。例えば、オハイオ州シンシナチのシンシナチ・ギヤ・カンパニ(The Cincinnati Gear Company)製のTG56と呼ばれる二重減速歯車箱を適宜用いることができる。歯車箱の型も上述のものに限定されない。エンジン部品の構成の必要に応じて、歯車箱の入力軸と出力軸とを互いにある角度をなすように配向するような歯車箱を用いてもよい。

【0013】図2において、低圧圧縮機2から高圧圧縮機3への空気流12aは、総体的に参照番号22で表された中間冷却器を通過することに注意されたい。比較的低温の空気流が高圧圧縮機に達するので、空気を同じ圧力比だけ圧縮するために要する馬力は減少する。高圧圧縮機3から燃焼器4への空気流13は、温度が低下している。燃焼器4で用いる燃料の量を増すことにより、燃焼器から出る流れ14はほぼ設計温度に高められる。質量流量と圧力とは実質的に一定のままになっているので、高圧タービン5は、図1の高圧タービンの出力に近似する出力、即ち約65000馬力を発生する。図2に示す実施例では、高圧圧縮機3に要する馬力は、この場合約50000であり、これに対し、図1の高圧圧縮機に要する馬力は約65000である。このことは約15000の馬力低下を意味し、この値は低圧圧縮機2の所要馬力にはほぼ等しい。その結果、減速歯車箱19が駆動機構列内に配置されている状態で、高圧タービン5を低圧圧縮機2及び高圧圧縮機3の両方の駆動に用いることができる。

【0014】低圧タービン6はもはや低圧圧縮機2を駆動する必要がないので、低圧圧縮機2から切り離すことができる。低圧タービン6は事実上、パワータービン7に物理的に連結され得る。低圧タービン6の約15000馬力の出力をパワータービンの約45000馬力の出力に加えることができ、合計約60000馬力を負荷の駆動に用いることができる。

【0015】図3のエンジンサイクル図には、図1のエンジンの標準ブレイトン(Brayton)サイクルが、図2のエンジンの中間冷却式サイクルと共に示されている。図3のエンジンサイクル図は、エントロピ(S)に対して温度(T)をプロットしたものである。この図において、3つの等圧線が P_0 、 P_1 及び P_2 で示されている。40 P_0 は大気圧を表す。 P_1 は低圧圧縮機2を出た流体の圧力を表す。 P_2 は高圧圧縮機3を出た流体の圧力を表す。

【0016】図1のエンジンの標準サイクルが図3に実線で示されている。空気が、大気圧及び周囲温度を表す点Aで低圧圧縮機2に入る。この空気は点Bで示すように、圧縮されて圧力 P_1 になり、その結果、温度が $\Delta T-LPC$ だけ上昇する。次いで、空気は高圧圧縮機3を通過して、点Cで示すように高圧圧縮機出口圧力 P_2 に達し、温度上昇 $\Delta T-HPC$ が生ずる。当業者に知られて

8

いるように、低圧圧縮機2における点Aと点Bとの間の温度変化は、低圧圧縮機2に要する馬力にほぼ比例するので、低圧圧縮機2に要する馬力を表すものと考えてもよい。同様に、線B-Cによって表される高圧圧縮機3内の温度上昇は高圧圧縮機3に要する馬力に比例するので、高圧圧縮機3に要する馬力を表すものと考えてよい。

【0017】点Cで、高圧圧縮機3からの空気は燃焼器4に入り、等圧のまま温度が点Dまで高められる。この点Dは燃焼器から出る流れの圧力及び温度を表す。燃焼器4からの流れは高圧タービン5に入り、そして温度が点Eまで下がる。高圧タービン内のこの温度降下 $\Delta T-HPT$ は、高圧タービンによって発生される馬力を表す。線B-Cによって表される馬力は、線D-Eによって表される馬力とはほぼ等しいことに注意されたい。これは、高圧タービン5によって発生される馬力が高圧圧縮機3に要する馬力とはほぼ等しい図1の場合に相当する。高圧タービンから低圧タービンを通過した流れは、線E-Fで表される。低圧タービンにおける温度降下 $\Delta T-LPT$ は、低圧タービンによって発生される馬力を表す。空気及びガスの比熱をほぼ等しいと仮定すれば、線E-Fは、長さが線A-Bにほぼ等しいということに注意されたい。これは、低圧タービン6の出力馬力が低圧圧縮機2に要する馬力にはほぼ等しい図1の場合に相当する。線F-Gによって表される残りの温度降下は、パワータービンによる温度降下($\Delta T-PT$)、即ち軸10用の残余の馬力を表す。

【0018】図2のエンジンの実施例の中間冷却式サイクルは、図3に破線で示されている。低圧圧縮機2を通過する空気は、温度及び圧力が点Aから点Bに上昇する。 $\Delta T-LPC$ (即ち距離A-B)がやはり低圧圧縮機に要する馬力を表し、これは、図1の実施例におけるものと同じである。図2の低圧圧縮機2からの流れが中間冷却器22を通過する結果、破線B-B'によって表される温度損失が圧力線 P_1 に沿って生ずる。中間冷却器22から出た流れは高圧圧縮機3を通過し、温度が $\Delta T-HPC-1C$ だけ変化して点C'に達する。従って、その流れは比較的低温であり、そして高圧圧縮機3に要する馬力B'-C'は、図1の実施例の馬力B-Cよりも小さい。これは、高圧圧縮機3に要する馬力が50000馬力である図2の場合に相当し、これに対して、図1の高圧圧縮機3に要する馬力は65000である。

【0019】図2の高圧圧縮機3からの流れは燃焼器4を通過し、そこで温度が図3の点C'から点Dまで高められる。C'-Cによって表される余分な温度を補うために、追加燃料が必要である。質量流量、圧力及び温度が設計点Dにおける値となるので、高圧タービンによる温度損失はやはり距離D-Eで表される。即ち、高圧タービンによって発生される馬力は、図1の実施例における馬力と同じである。しかしながら、ただちにわかるよ

9

(6)

うに、線D-Eの長さは2つの線分D-E'及びE'-Eから成っている。D-E'は馬力を表す長さとして、B'-C'に等しく、高圧圧縮機3の動作に用いられる高圧タービン5の出力馬力の量を表す。E'-Eは、長さがA-Bに等しく、低圧圧縮機2の動作に用いられる高圧タービン5の出力馬力の量を表す。即ち、図2の中間冷却式エンジン1aにおいて、高圧タービン5の出力馬力は、高圧圧縮機3及び低圧圧縮機2の両方の動作に十分であり、減速歯車箱19によって低圧圧縮機2の所望の速度が確実に発生する。高圧タービンから低圧タービンを通過した流れは、図1の非中間冷却式エンジンの実施例における温度損失($\Delta T-LPT$)と同じ温度降下を生じ、これも線E-Fによって表される。同様に、パワータービンによる温度降下は、非中間冷却式の場合の温度降下($\Delta T-PT$)と同じであり、線F-Gによって表される。従って、低圧タービン6及びパワータービン7の出力馬力は変化しないが、低圧タービン6の出力馬力はもはや低圧圧縮機2の駆動に必要でなく、パワータービン7の出力馬力に加えることができる。その結果、図2の中間冷却式ガスタービンエンジンの出力馬力は、図1の非中間冷却式エンジンの出力馬力よりも約33%大きい。

【0020】当業者に理解されるように、図3のサイクル図に示すエンジンサイクルは、無効度及び損失と、サイクルパラメータの変化に伴うこれらの無効度及び損失の変化とを考慮しない完全サイクルである。無効度及び損失における差異は、エンジンの様々な要素及び機能の調整により容易に補償され得る。例えば、前置(インレットガイド)静翼(図示せず)の角度調整を低圧圧縮機2と高圧圧縮機3とに対してなし得る。同様に、高圧タービン5の入口ノズル(図示せず)と低圧タービン6の入口ノズル(図示せず)との角度調整をなすことができる。低圧圧縮機2の回転速度の調整は、減速歯車箱19とその適当な選定とにより可能である。中間冷却の量は制御可能であり、燃焼器4内の追加加熱の量も制御できる。これら及び他の調整は当業者に周知であり、損失及び無効度の変化を補償するためだけでなく、エンジン部品の設計限度を超えことなく最大出力馬力を得るためにもなされるものである。これらの調整はいずれも、費用及び時間のかかる試験を必要としない。

【0021】C'における高圧圧縮機の吐出し空気は、非中間冷却式エンジンの実施例における高圧圧縮機の吐出し空気(点C)より約100°F〜約300°F低温である。高圧圧縮機の吐出し空気は、高圧タービン用の冷却用空気ほとんどの空気源となり、その結果、高圧タービンの高温部品は比較的低温になる。従って、燃焼器に供給する燃料を増して、高圧タービン入口温度(点D)を次のような量だけ、即ち、冷却用空気が比較的低温になっている分の1倍か2倍に相当する量だけ高めても尚、高圧タービン部品を設計温度に保つことができ

特開平6-10703

10

る。基本サイクル温度のこの上昇は、エンジンの出力及び効率を更に高める。

【0022】図4は本明細書の従来の技術の項で述べたガスタービンエンジンの第2の基本実施例を示しており、これは前述のLM6000に類似している。LM6000はその低温端部又は高温端部から駆動力を供給し得る。図4に示す実施例のエンジンは、その高温端部から駆動力をなすものとして示されている。総体的に参照番号23で表されているエンジンは、低圧圧縮機24と、高圧圧縮機25と、高圧タービン26と、低圧タービン27とを備えている。エンジン23は、燃焼器28を備えている。高圧タービン26は軸29によって高圧圧縮機25に駆動的に連結されている。同様に、低圧タービン27は同心軸30によって低圧圧縮機24に駆動的に連結されていると共に、軸37によって負荷に駆動的に連結されている。エンジンを通る流れは、矢印31、32、33、34、35及び36で表されている。図4に示す型の市販エンジンは、前述のように、一般に高度に最適化されている。この目的のために、一実施例では、高圧圧縮機25は例えば約7500馬力の所要馬力を有している。高圧タービン26の出力も約7500馬力である。低圧圧縮機24は約1500馬力を要し、そして低圧タービン27は約7000馬力の出力を有している。この7000馬力のうちの1500馬力が、低圧圧縮機24の駆動に用いられる。低圧タービン27の残りの5500馬力は、有用な仕事(即ち、適当な負荷の駆動)に用いることができる。

【0023】図5は図4のガスタービンエンジンの中間冷却式の実施例を示す。図5のガスタービンエンジンは、総体的に参照番号23aで表されている。図4の実施例の対応部分と同様の部分には、同じ参照番号が付されている。図5の実施例と図4の実施例との主な差異を次に述べる。第1に、低圧圧縮機24から高圧圧縮機25への流れ、即ち矢印32aで示す流れが、総体的に参照番号38で表されている中間冷却器を通流する。次に、低圧タービン27と低圧圧縮機24とを連結している軸30が除去されていることに注意されたい。最後に、高圧タービン26と高圧圧縮機25とを連結している軸29aが、更に低圧圧縮機24に作用的且つ駆動的に連結されている。この連結のために、軸29aは減速歯車箱40の入力軸39に連結されており、減速歯車箱19の出力軸41が低圧圧縮機24の軸42に連結されている。

【0024】図4及び図5のエンジンは、図3のサイクル図に示すエンジンサイクルとよく似たサイクルを有している。理想的な状況では、低圧圧縮機24の所要馬力は約1500馬力のままである。高圧圧縮機25への流れの中間冷却は、高圧圧縮機の所要馬力を約7500馬力から約6000馬力に減少させる。これは、約1500馬力(即ち、低圧圧縮機24の所要馬力と同

(7)

特開平6-10703

11

量)の減少である。燃焼器28内の追加燃料により、燃焼器に入った比較的低温の空気はほぼその設計温度で流出し、そして質量流量及び圧力に変化がないと仮定すれば、高圧タービン26は図4の実施例におけるほぼ同じ出力馬力(即ち約75000馬力)を有し、これは高圧圧縮機25と低圧圧縮機24との併合所要馬力に等しい。低圧タービン27の出力馬力は、図4の実施例の出力馬力と同じ(即ち70000馬力)である。しかしながら、本実施例では、この出力馬力の一部を低圧圧縮機24の駆動に用いることはもはや必要でなく、その結果、低圧タービン27の70000馬力の出力をすべて、軸37と負荷とに向けることができる。

【0025】図5のエンジンが十分に調整され且つ最適化されたとき、上述の馬力の数値は幾分変わり得る。例えば、低圧圧縮機24の所要馬力は約20000馬力となり得る。高圧圧縮機25の所要馬力は約60000馬力となり、そして高圧タービン26の出力は約80000馬力となり得る。(パワータービンとしても作用する)低圧タービン27の出力は約70000馬力に増加する。

【0026】図6は図5の概略図に示す型の高圧タービンエンジンの概略図である。図6において、低圧圧縮機24はその軸42と共に示されている。図示の減速歯車箱40の出力軸41は、一對の噛み継手43及び44によって低圧圧縮機24の軸42に連結されている。減速歯車箱40の入力軸39は、一對の噛み継手45及び46によって高圧圧縮機25の軸29aに連結されている。各対の継手43及び44、並びに45及び46は一般に、一体の二端構造の形態を採っている。低圧圧縮機24の出口空気流は、熱交換器48を内蔵しているダクト47を介して、高圧圧縮機25の入口に導かれている。ダクト47と熱交換器48とは、中間冷却器38の一例を構成している。任意の他の適当な中間冷却手段を用いてもよい。

【0027】図6は更に燃焼器28と、高圧タービン26と、低圧タービン27と、その出力軸37とを示す。低圧圧縮機24の前置静翼が参照番号49で示されてお*

12

り、高圧圧縮機25の前置静翼が参照番号50で示されている。高圧タービン26用の入口ノズルが参照番号51で示されており、低圧タービン27用の入口ノズルが参照番号52で示されている。

【0028】図6は図2のガスタービンエンジンを表すものと考えてもよい。主な相違は、図6に参照番号27で示すタービンを、低圧タービン6とパワータービン7との組み合わせと考えるべきであるということにある。もちろん本発明の範囲内で様々な改変が可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を適用し得る型の高圧タービンエンジンの一実施例の概略図である。

【図2】本発明の教示に従った改変後の図1のエンジンの概略図である。

【図3】図1及び図2のエンジンに関するエンジンサイクル図である。

【図4】本発明を適用し得る型の高圧タービンエンジンの他の実施例の概略図である。

【図5】本発明の教示に従って改変された図4のエンジンの概略図である。

【図6】図5の高圧タービンエンジンの概略図である。

【符号の説明】

1 a. 23 a ガスタービンエンジン

2. 24 低圧圧縮機

3. 25 高圧圧縮機

4. 28 燃焼器

5. 26 高圧タービン

6. 27 低圧タービン

7. パワータービン

9. 29 a 軸

18. 39 減速歯車箱入力軸

19. 40 減速歯車箱

20. 41 減速歯車箱出力軸

21. 42 低圧圧縮機軸

22. 38 中間冷却器

47. ダクト

48. 熱交換器

【図4】

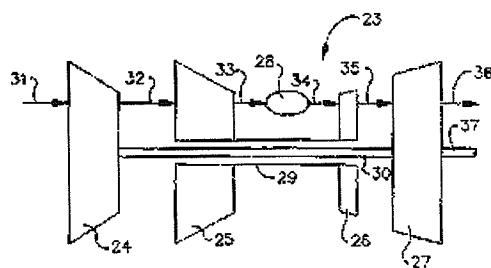


FIG. 4

(8)

特開平6-10703

【図1】

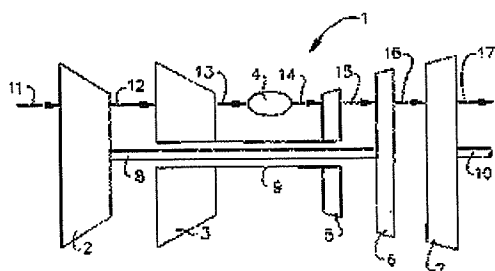


FIG. 1

【図2】

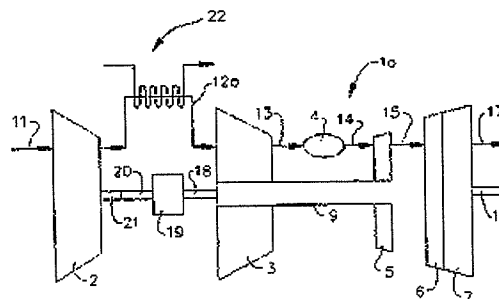


FIG. 2

【図3】

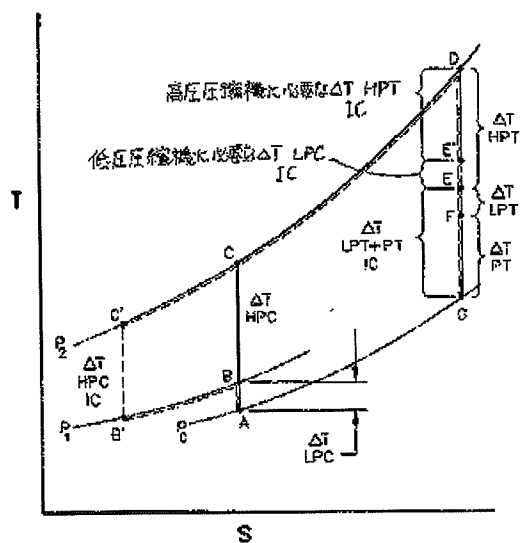


FIG. 3

【図5】

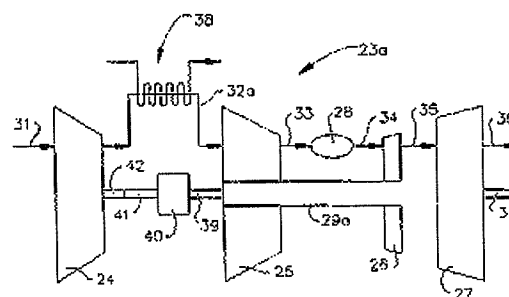


FIG. 5

(9)

特開平6-10703

【図6】

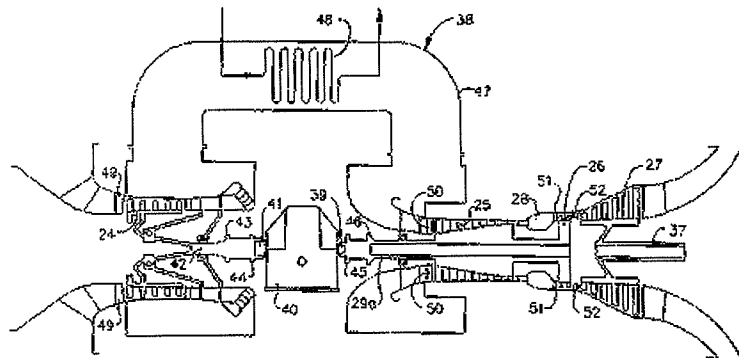


FIG. 6